

潮流発電用の集流装置付き往復流型衝動タービンの曳航試験

木上 洋一^{*1}, 村上 天元^{*1}, 永田 修一^{*1}

今井 康貴^{*1}, 塩見 憲正^{*2}, 高尾 学^{*3}

Towing Test of Bi-directional Impulse Turbine with Flow Collector for Tidal Energy Conversion

Yoichi KINOUE^{*1}, Tengen MURAKAMI^{*1}, Shuichi NAGATA^{*1}, Yasutaka IMAI^{*1}, Norimasa SHIOMI^{*2} and Manabu TAKAO^{*3}

^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga University, 1, Honjo, Saga, 840-8502, Japan

^{*2} Department of Mechanical Engineering, Saga University, 1, Honjo, Saga, 840-8502, Japan

^{*3} Department of Mechanical Engineering, Matsue National College of Technology, 14-4, Nishiikuma, Matsue, Shimane, 690-8518, Japan ^{*1}

Abstract

The bi-directional impulse turbine and the bi-directional flow collector for tidal energy conversion is investigated. The bi-directional impulse turbine with fixed guide vanes is adopted because the turbine has a large efficiency and an advantage of maintenance. In this paper, the turbine characteristics of the combined system of impulse turbine and flow collector are investigated by using a towing test in a large pool. The comparison of the turbine model performance test between the towing test and the water tunnel shows that there is little difference of the performance between the water tunnel test and towing test, although the ratio of cross section area of collector to cross section area in the water tunnel is not so small value of 0.29 in the largest case.

Key words : Tidal energy conversion, Bi-directional flow, Impulse turbine, Flow collector, Towing test

1. 緒 言

再生可能エネルギーの供給元として、海洋は大きな可能性を有しており、海洋エネルギーとしては波力、潮流、洋上風力、塩分濃度差などのエネルギーがある。このうち波力については、これまでに比較的多くの研究実績があるが、これに比して潮流に関しては、研究実績は少ない。潮流は潮の干満によって規則的に起こる往復流であり、長期に渡って予測可能なため、比較的信頼性の高いエネルギー源であるといえる。

本研究では波力発電用に開発された固定案内羽根付き往復流型衝動タービン(Setoguchi et al., 2000)を潮流発電に適用することとした。タービンを往復流に対応させるには、流れの向きに合わせてタービンの向きをヨー制御する方法があるが、固定案内羽根付き往復流型衝動タービンでは、流れの向きにかかわらず同方向にロータが回転する。そのためタービンを固定設置でき、ヨー制御の可動部が不要なので、保守面で優位性がある。

一方発電の実用性を高めるには、集流が効果的である。本研究では大屋ら(Ohya et al., 2001)が風力発電用に開発したつば付きディフューザを参考にした往復流型の集流装置を設置することとした。

先の論文(Kinoue et al., 2015)において、往復流に対応した衝動タービンと集流装置のシステムのモデル試験を回流水槽により行い、潮流発電に適用可能であることを示した。しかしながら回流水槽の断面積に対する集流装

原稿受付 2018 年 8 月 17 日

^{*1} 所属機関 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番地 佐賀大学海洋エネルギー研究センター)

^{*2} 所属機関 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番地 佐賀大学理工学部機械システム工学科)

^{*3} 所属機関 (〒690-8518 島根県松江市西生馬町 14-4 松江工業高等専門学校機械工学科)

E-mail of corresponding author: kinoue@me.saga-u.ac.jp

置の断面積の比が, 最大で 0.29 とやや大きく, 回流水槽におけるモデル試験のタービン性能結果に断面積の比が大きいことが影響を与えていることが懸念される. そこで本論文では, 十分大きい断面積の水槽において衝動タービンと集流装置システムのモデル曳航試験を行い, 断面積の比が与える影響を調査した.

2. 実験装置と方法

実験は, 九州大学応用力学研究所の深海機器力学実験水槽で行った. 水槽の全長は 65 m, 幅 5 m, 水深 7 m であり, 潮流タービン試験装置は曳航装置に設置し, 曳航速度を 0.8 m/s に保って計測を実施した.

図 1 は曳航装置に設置した潮流タービン試験装置を示す. 実験では, タービン (ケーシング内径 $D = 170$ mm) の回転速度を 15 rpm ~ 80 rpm の範囲で段階的に変更して計測を行った. 潮流タービン装置入口の軸流速度 v は, ロータ回転中心面から 1 m 上流側, 水面から 0.35 m 下の位置でピトー管を用いて計測した. また, タービン前後の壁面静圧差 Δp , タービンに加わる軸方向の力 F_a , 出力トルク T およびタービン角速度 ω を測定した. 所定のタービン回転数毎の計測時間は 20 秒間で, サンプリング周波数は 20 Hz である. タービン案内羽根入口の軸流速度 v_a はロータ回転中心面から 95 mm 上流側のスパン中央で測定し, タービン前後の壁面静圧はロータ回転中心面から 60 mm 上流側および 60 mm 下流側で計測した. なお, 軸方向の力 F_a の計測に際して, タービン軸と AC 同期モータ軸のカップリングにはスラスト方向に前後できる可動部を設けて, 軸方向の力 F_a がタービン部以外に働かないようにしてある.

衝動タービンについて, 供試ロータ (図 2) は, 翼先端直径 169.4 mm, 翼先端隙間 0.3 mm, 入口 (出口) 角 $\gamma = 50$ deg., 翼枚数 $Z_r = 23$ 枚である. また, ロータ前後には設定角 $\theta = 37.5$ deg., 厚さ 1.5 mm, 羽根枚数 $Z_g = 24$ 枚の固定案内羽根を配置してある. ハブ比は 0.6 であり, ハブ直径は $D_h = 102$ mm である.

本潮流発電装置のコレクタ (図 3) には, 円錐形状で開き角 31 deg., 最大半径 $2.2 r^*$ (r^* : ケーシング半径) の Collector A, Collector A に曲率半径 $0.4 r^*$ の半円状のブリムをつけた Collector B および円錐形状で開き角 45 deg., 最大半径 $3.0 r^*$ の Collector C の 3 種類を採用した.

3. 実験結果と考察

3.1 性能評価の方法

潮流タービンの性能は, 以下に示す式(1)~(7)により評価する.

$$\text{流量係数} \quad \phi = v_a / u^* \quad (1)$$

$$\text{流速の比} \quad v_a / v \quad (2)$$

$$\text{軸力係数} \quad C_f = F_a / (\rho u^{*2} A / 2) \quad (3)$$

$$\text{圧力降下係数} \quad \psi = \Delta p / (\rho u^{*2} / 2) \quad (4)$$

$$\text{軸動力係数} \quad \tau = T \omega / (\rho u^{*3} A / 2) \quad (5)$$

$$\text{効率} \quad \eta = T \omega / (\Delta p Q) = \tau / (\phi \psi) \quad (6)$$

$$\text{実機の出力} \quad P_{FS} = \tau \rho u_{FS}^3 A_{FS} / 2 \quad (7)$$

ここに, A : 流路面積 $\{= \pi D^2(1 - v^2)/4 = 0.0145 \text{ m}^2\}$, u^* : 翼先端における周速度 $(= r^* \omega)$, v : ハブ比 $(= D_h/D)$, ρ : 水の密度 $(= 1000 \text{ kg/m}^3)$ である. なお, ケーシングと翼先端との隙間が狭いため, 翼先端における周速度 u^* の計算にはケーシング半径 r^* を用いた. 実機の出力予測値 P_{FS} の計算には, ケーシング内径 $D = 10$ m とした場合の u_{FS}^* : 翼先端周速度および A_{FS} : 流路面積 $(= 50.27 \text{ m}^2)$ を用い, 周囲の軸流速度 v が 1.7 m/s の場合について, 実測の無次元パラメータに基づいて算出した.

3.2 実験結果

図 4 は曳航実験結果であり, (a)は流速の比, (b)は圧力降下係数, (c)はタービン効率, (d)は軸力係数, (e)はトルク係数, (f)は実機の予測出力を示し, Collector A, Collector B, Collector C および上流下流のいずれにもコレクタが無い場合 (Without collector) をそれぞれ比較している. 図 4(c)に示すように, タービン効率のピーク値を示

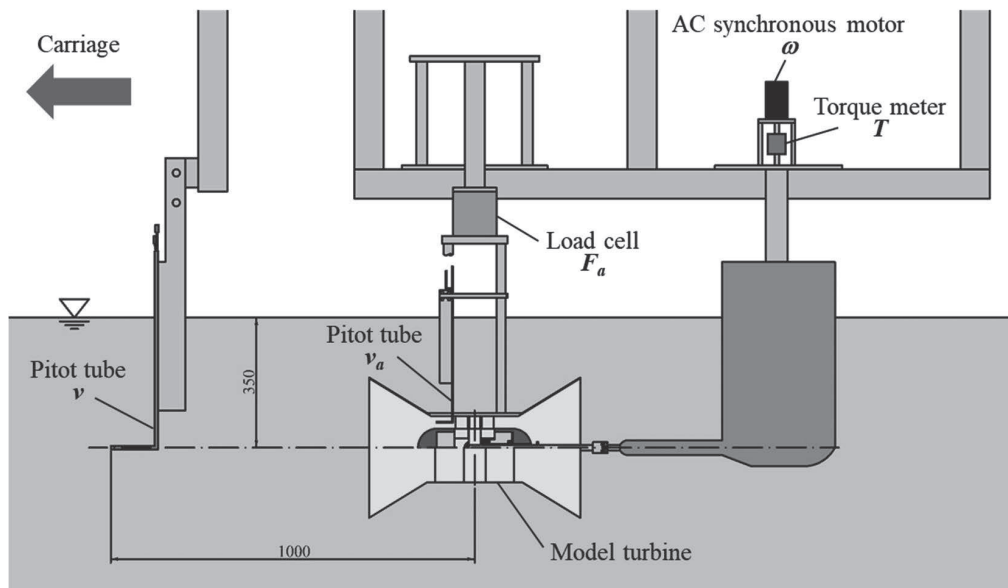


Fig. 1 Test rig for water turbine and flow collector for towing test.

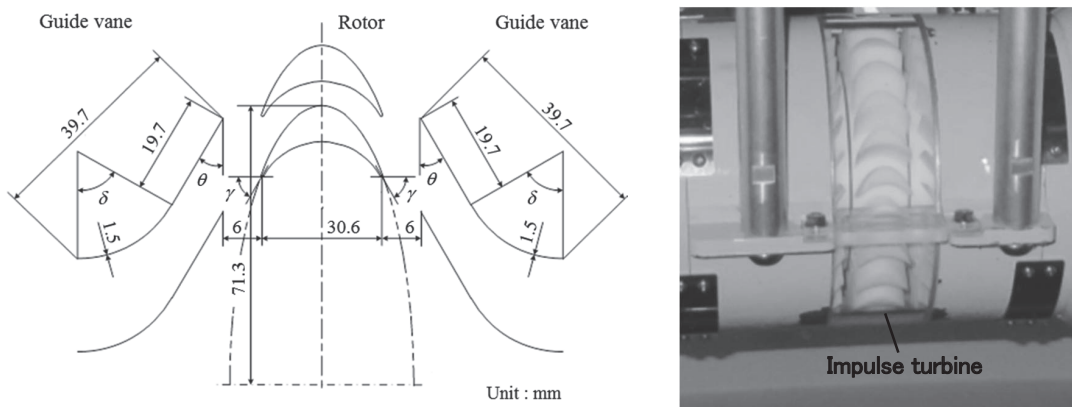


Fig. 2 Impulse turbine for tidal flow.

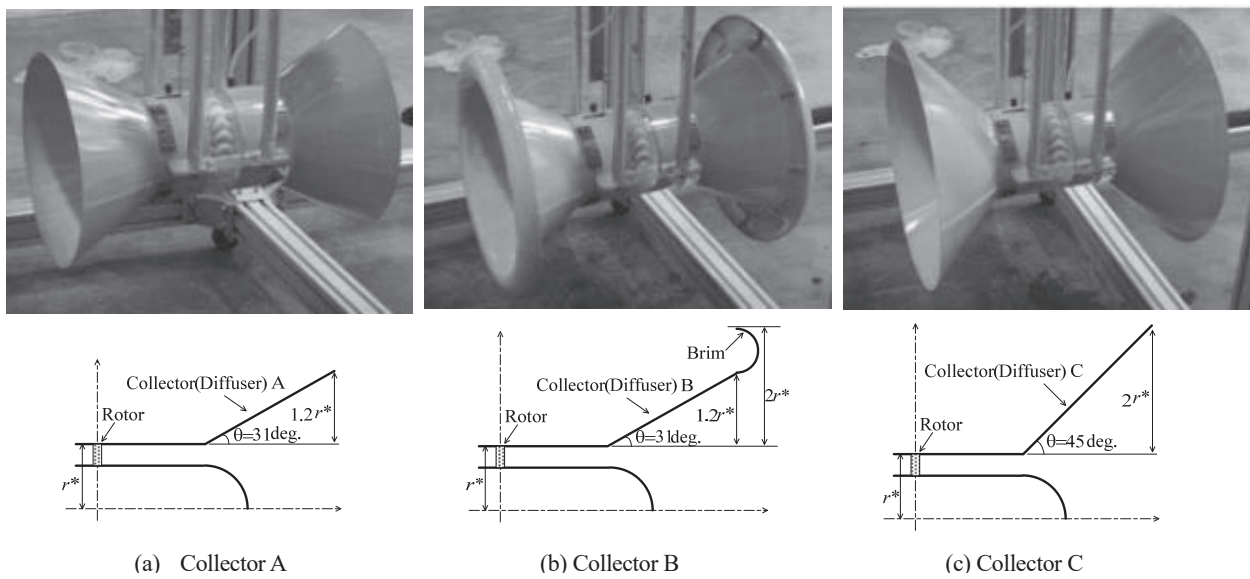


Fig. 3 Three types of bi-directional flow collector.

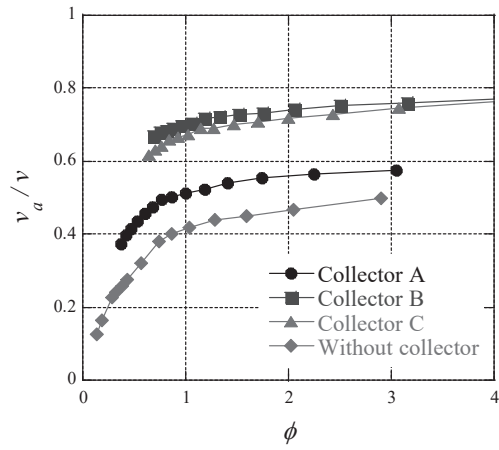


Fig. 4(a) Velocity ratio.

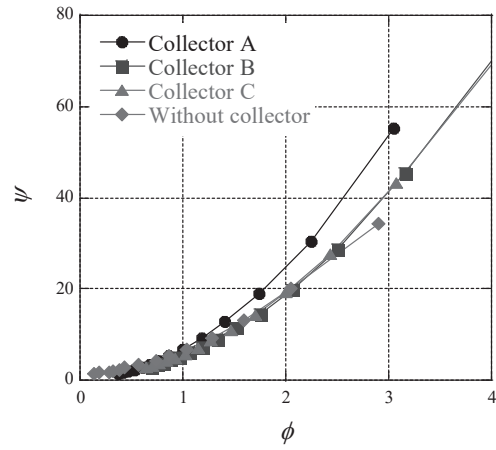


Fig. 4(b) Pressure drop coefficient.

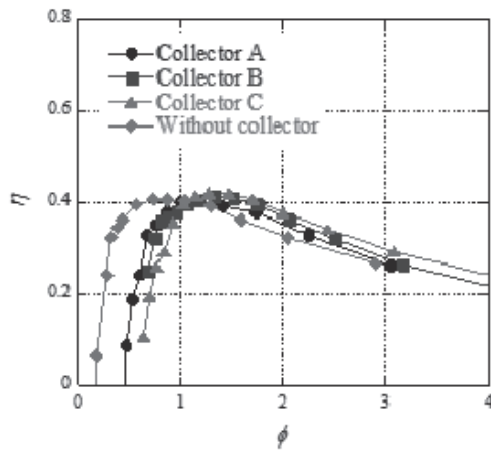


Fig. 4(c) Turbine efficiency.

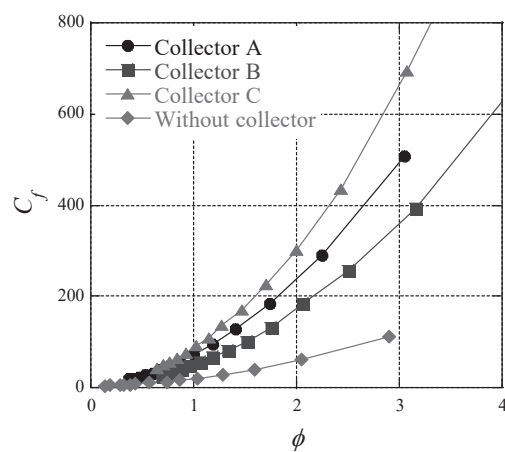


Fig. 4(d) Axial force coefficient.

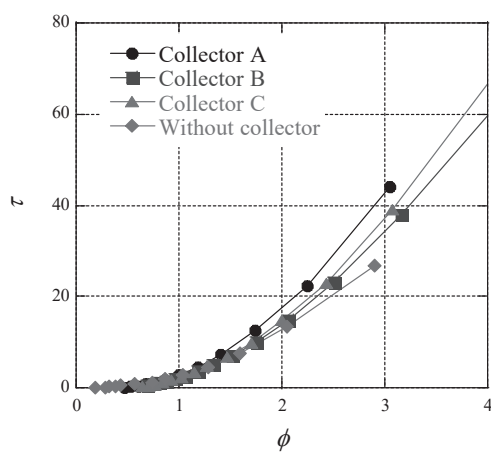


Fig. 4(e) Torque coefficient.

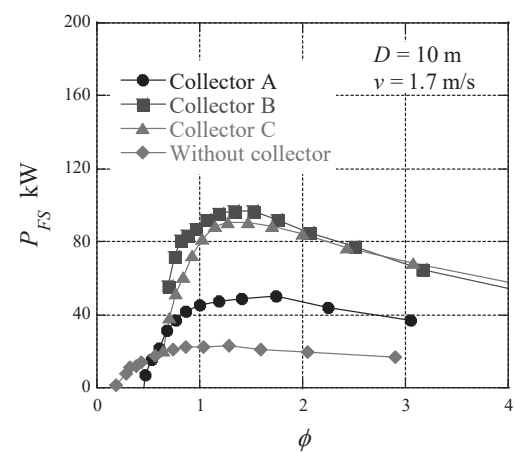


Fig. 4(f) Predicted full-scale power.

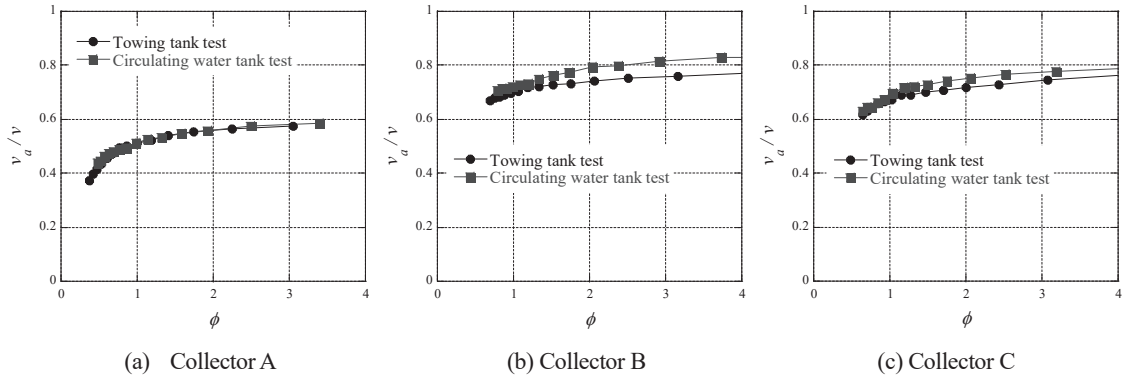


Fig. 5 Comparison of velocity ratio between towing test and circular water tank test.

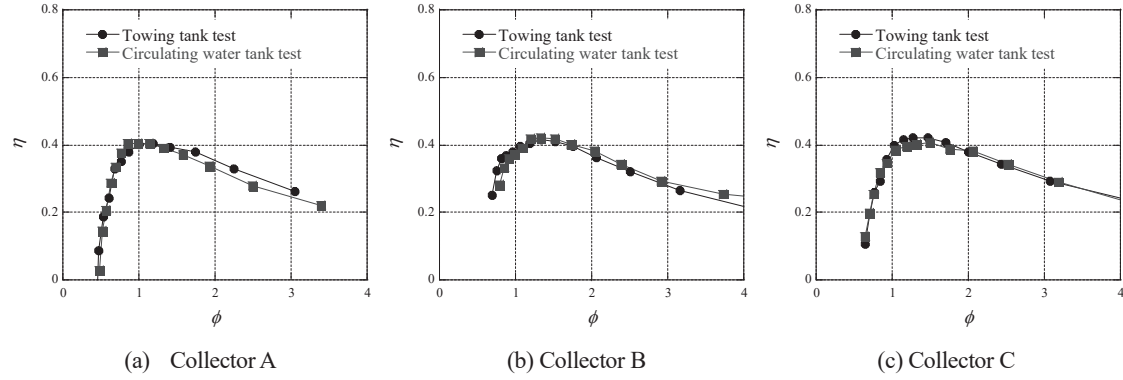


Fig. 6 Comparison of turbine efficiency between towing test and circular water tank test.

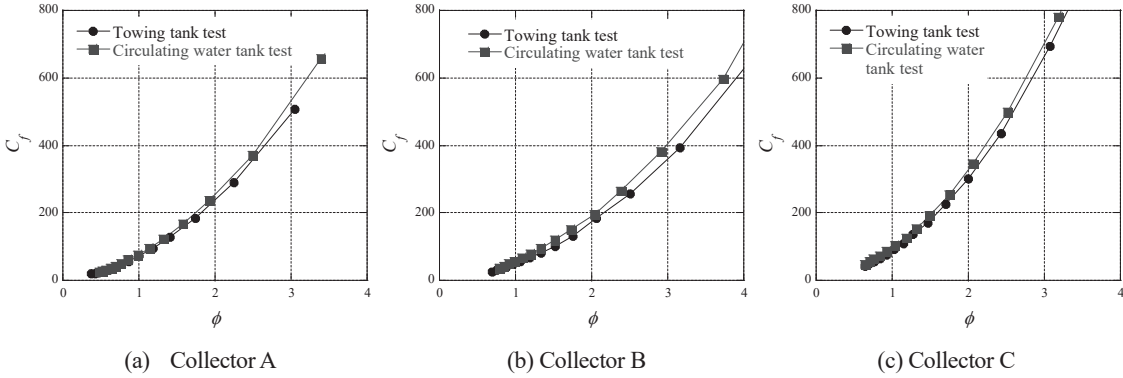


Fig. 7 Comparison of axial force coefficient between towing test and circular water tank test.

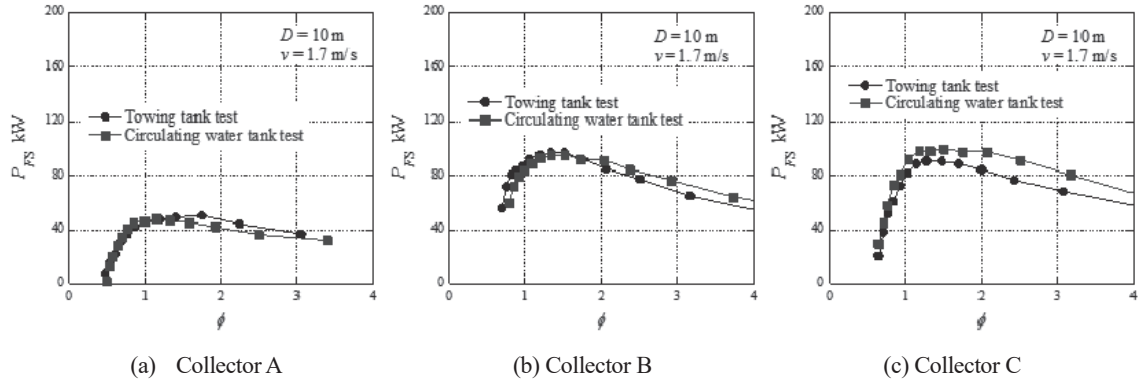


Fig. 8 Comparison of predicted full-scale power between towing test and circular water tank test.

す流量係数に多少の差異が見られるものの、コレクタ形状およびコレクタの有無によらず、いずれの場合もおおむね $\eta=0.42$ の最大効率が得られた。一方、図 4(a)の流速の比においては、Collector B の場合に最も高い値を示し、最大タービン効率が得られる流量 $\phi=1.34$ 近傍で、 $v_a/v=0.72$ であった。図 4(f)の実機の予測出力においては、Collector A の場合は最大値 $P_{FS}=50$ kW であったが、Collector B の場合は最大値 $P_{FS}=97$ kW の高い値を示した。なお、Collector C の場合、Collector B の場合と同レベルの流速の比および実機の予測出力値が得られたが、図 4(d)の軸力係数は極めて高い値を示した。

次に、図 5～図 8 は、先の論文(Kinoue et al., 2015)で得られた回流水槽実験の結果と今回の曳航実験結果をコレクタ 3 形状の場合についてそれぞれ比較している。図 5 は速度比を示し、図 6 はタービン効率を示し、図 7 は軸力係数を示し、図 8 は実機予想出力を示す。Collector A の場合、多少の差異があるもののおおむね曳航実験結果と回流水槽実験結果は一致している。Collector B および Collector C の場合は、図 5(b)および図 5(c)に示すように、回流水槽実験結果の方が、わずかに v_a/v 値は高い。また、図 8(c)に示す Collector C の実機予測出力値においても、回流水槽実験結果の方がわずかに高い値を示した。

4. 結 言

潮流発電装置のコレクタ 3 形状の性能比較のため、曳航実験を行った。その結果、Collector B および Collector C の場合、同レベルの高い流速の比および実機予測出力値が得られることが確認できた。ただし、Collector C の場合は極めて高い軸力係数を示した。また、回流水槽実験結果と今回の曳航実験結果を比較し、多少の差異はあるがおおむね一致していることを確認した。

謝 辞

本研究の曳航試験は、九州大学応用力学研究所の共同利用研究の平成 29 年度助成を受けました。また本研究は平成 26 年度佐賀県再生エネルギー等導入促進事業として実施されました。ここに記して感謝申し上げます。

文 献

- Ohya, Y., Karasudani, T., Sakurai, A. and Inoue, M., Development of High-Performance Wind Turbine System by Wind-Lens Effect (Locally Concentrated Wind Energy), Proceeding of the 23th Symposium for Techniques Utilizing Wind Energy, 2001, pp. 76-79 (in Japanese).
- Kinoue, Y., Shiomi, N., Takao, M., Nagata, S., Imai, Y., Murakami, T., Tsugami, Y. and Fujii, M., Application of Impulse Air Turbine for Bi-Directional Flow to Tidal Energy Conversion, OTEC, 2015, Vol.20, pp. 67-71 (in Japanese).
- Setoguchi, T., Takao, M., Kinoue, Y., Kaneko, Santhakumar, S. and Inoue, M., Study on an Impulse Turbine for Wave Energy Conversion, International Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol. 10, No. 2 (2000), pp. 145-152.